

ПРО КІНЕМАТИЧНУ ПАРУ «ВАЛ-ПІДШИПНИК» МЕХАНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ

Як відомо, кінематичною парою (КП) називається з'єднання двох ланок, що дотикаються, з можливістю їх відносного руху. ГОСТ 2770-68 схем «Вал-підшипник» нараховує 12 умовно-конструктивних зображень [1]. Пара «вал-підшипник» складається з круглого стрижня і механізму опор. Саме їх взаємозв'язок головним чином визначає їх працездатність. Першим – посвячені різноманітні труди, монографії, атласи та методичні вказівки професорів київської вищої школи на протязі століття: Зворикіна К.А. (1897 р.), Тимошенко С.П. (1911 р.), Шульца В.Ф. (1927 р.), Семинского К. К. (1930 р.), Сахненко В.Л. (1956 р.), Серенсена С.В. (1970 р.), Писаренко Г.С. (1973 р.), Лебедева А.А. (1976 р.), Хильчевського В.В. (1989 р.) та інших. Другі – підшипники кочення (ПКч) виготовлялись на більш ніж 20-ти державних підшипникових заводів (ГПЗ), у тому числі у Вінниці, Луцьку, Харкові (ГПЗ-8), у кількості більше одного мільярда виробів за рік. Підшипники ковзання (ПКз) стали широко використовуватись з середині 60-их років.

На Рис.1. показані деякі характерні опори валів механічних передач зачепленням. Нагадаємо, що ГОСТом передбачено десять типів підшипників, а не три, що наведені на рисунку [2].

На розрахункову міцність валів впливає концентрація напружень (Рис.2). Ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині і крученні мають різні значення (Табл.1), середнє значення яких $K_\sigma / \varepsilon_\sigma = 3,6^{+2}$, $K_\tau / \varepsilon_\tau = 2,6^{+1,2}$, де K_σ (K_τ) - ефективний коефіцієнт концентрації напружень для полірованого зразка; ε_σ (ε_τ) - коефіцієнти впливу абсолютних розмірів деталей, середні значення яких $\varepsilon_\sigma = 0,675^{+0,155}$, $\varepsilon_\tau = 0,765^{+0,155}$ [3, 4]. Являє зацікавленість аналіз працездатності ПКч та ПКз. Раніше нами був зазначений основоположний вплив корегуючих коефіцієнтів на навантажувальну здатність і довговічність підшипників: для ПКз безрозмірний

середній коефіцієнт навантаженості підшипника $C_{Fсер-0,1}^{+19,42} = 9,71$, тобто значення змінюються приблизно в 200 разів; для ПКч довговічність $(a_1 \cdot a_2 \cdot a_3)_{-0,01}^{+0,74} = 0,3654 \approx 0,37$ - у 75 разів... Немає місця постійності й однозначності цих коефіцієнтів. Вони змінюються відповідно в 200...75 разів, на що ми звернули увагу ще у своїх роботах [5]. Посадки підшипників на вал виконується у системі отвору, а отвір внутрішнього кільця являється основним. Посадки у корпус виконуються у системі вала, при цьому основним валом являється зовнішня поверхня кільця. Під час складання двох спряжених деталей розрізняють охоплюючу та охоплювану поверхні. Умовно охоплюючу поверхню називають отвором, а охоплювану – валом. Згідно з стандартом встановлена така термінологія: *вал* – термін, що умовно вживається для позначення зовнішніх (охоплювальних) елементів деталей; *основний вал* – вал, верхнє відхилення якого дорівнює нулю; *отвір* – термін, що умовно вживається для позначення внутрішніх (охоплювальних) елементів деталей; *основний отвір* – нижнє відхилення дорівнює нулю. За різницею між розмірами отвору та вала можна судити про вільність відносного руху спряжених деталей або про міцність їхнього нерухомого з'єднання. Характер з'єднання деталей визначається поняттям «*посадка*». *Посадки в системі отвору* – посадки, в яких потрібні зазори та натяги утворюються з'єднанням різних по-

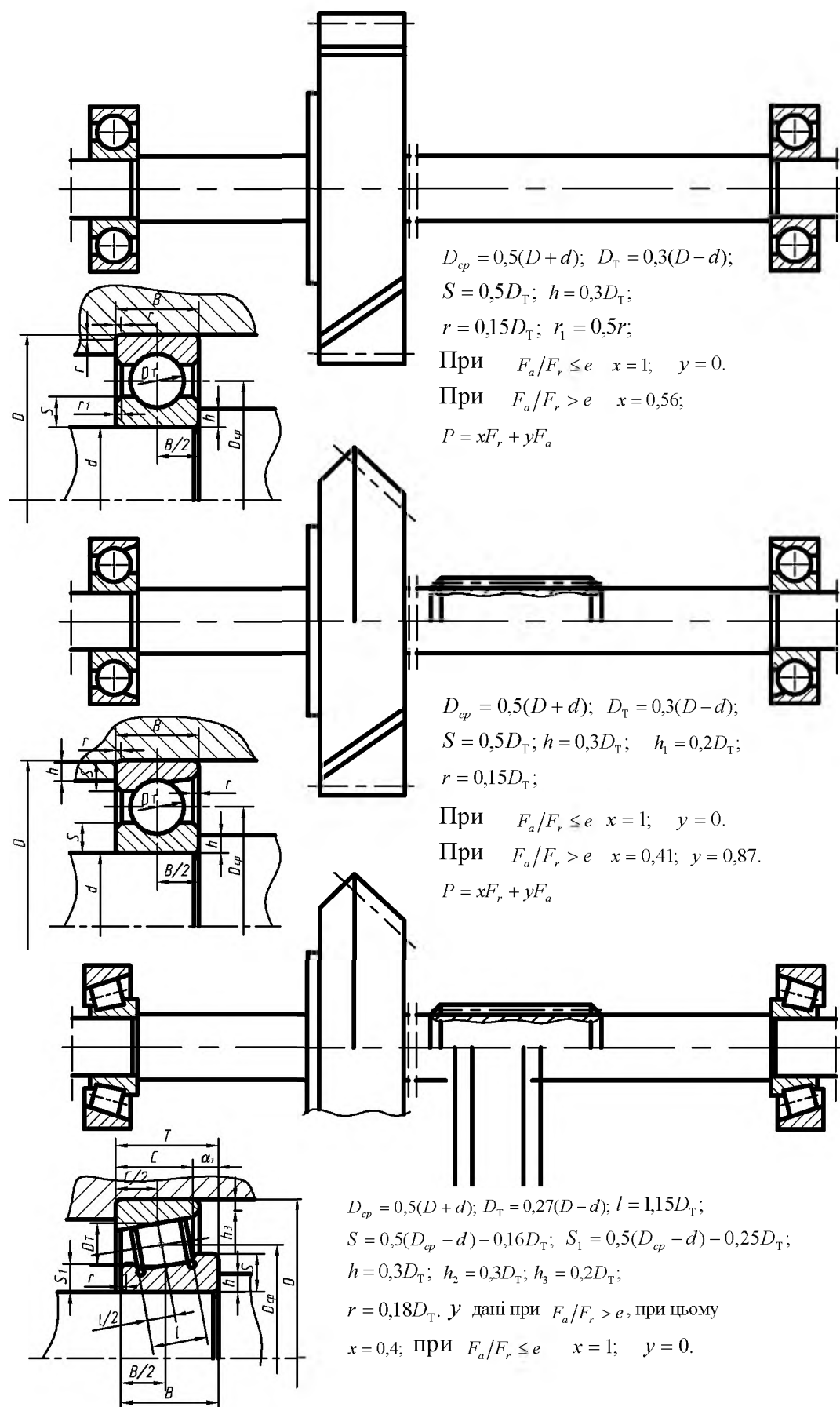


Рис. 1. Характерні опори валів зубчастих і черв'ячних передач та їх геометрія

Таблиця 1. Ефективні коефіцієнти концентрації напружень при згині і крученні вала
 $K_{\sigma D} = K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$ і $K_{\tau D} = K_{\tau} / \varepsilon_{\tau}$, обумовлені маточиною, насадженою на вал з посадкою $\frac{H7}{h6}$

Діаметр вала, мм	Посадка	$K_{\sigma} / \varepsilon_{\sigma}$			
		$K_{\tau} / \varepsilon_{\tau}$			
		σ_M , МПа			
		500	700	900	1200
30	H7/r6	2,5 1,9	3,0 2,2	3,5 2,5	4,25 3,0
	H7/k6	1,9 1,55	2,25 1,75	2,6 2,0	3,2 2,3
	H7/h6	1,6 1,4	1,95 1,6	2,3 1,8	2,75 2,1
50	H7/r6	3,05 2,25	3,65 2,6	4,3 3,1	5,2 3,6
	H7/k6	2,3 1,9	2,75 2,15	3,2 2,5	3,9 2,8
	H7/h6	2,0 1,6	2,4 1,85	2,8 2,1	3,4 2,4
100 і більше	H7/r6	3,3 2,4	3,95 2,8	4,6 3,2	5,6 3,8
	H7/k6	2,45 1,9	2,95 2,2	3,45 2,5	4,2 2,9
	H7/h6	2,15 1,7	2,55 1,95	3,0 2,2	3,6 2,6

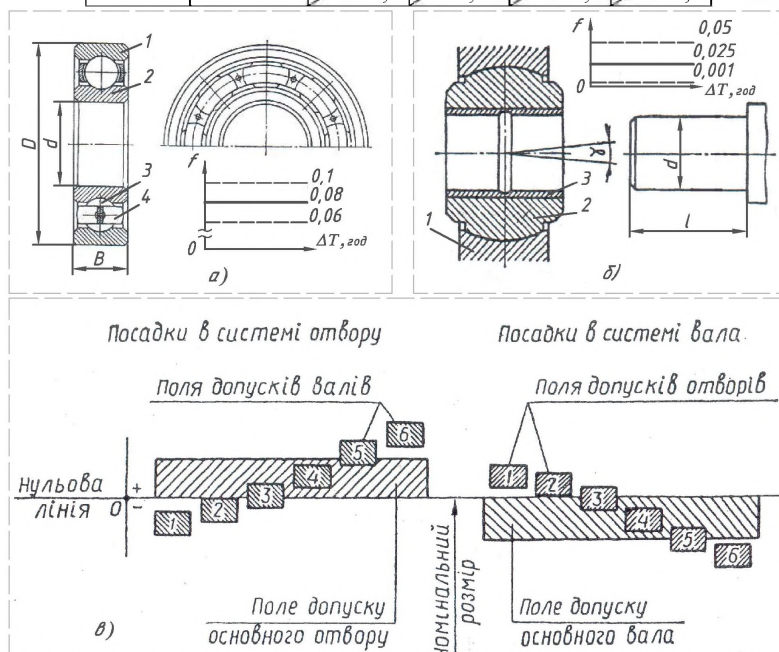


Рис.2. Конструкція типових підшипників кочення а) і ковзання б) з наочним зображенням типових посадок

лів допусків отворів із полем допуску основного отвору. Посадки в системі вала – посадки, в яких потрібні зазори і натяги утворюються з'єднанням різних полів допусків отворів із полем допуску основного вала. На Рис.2 показана схема утворення посадок у системі отвору і в системі вала. Для системи отвору і для системи вала цифрами позначені: 1, 2 – поля допусків посадок із зазорами; 3, 4, 5 поля допусків перехідних посадок; 6 – поля допусків посадок з натягом. Обидві системи утворення посадок є рівноправними. Однак система отвору в деякій мірі має переваги, що обумовлено

використанням певного асортименту різального інструменту для обробки отворів. Основна система допусків та посадок для гладких циліндричних з'єднань застосовується лише для валів та корпусів під підшипники. Для самих підшипників передбачена спеціальна система допусків. Її основна відмінність в тому, що поле допуску діаметра отвору підшипника розташовано в мінус (в основному відхиленні H воно розташоване в плюс, тобто, «в тіло»), при цьому поле допуску зовнішнього діаметра підшипника розташовано так, як і для основного вала в стандартній системі допусків та посадок (відхилення h), тобто, в мінус. Таким чином, діаметр d приймається за основний отвір (поле допуску KB), а діаметр D – за основний вал (поле допуску hB). Позначення B – від англійського слова *Bearing* – підшипник.

Висновки:

1. Показана специфічність контакту «вал-опора».
2. Приведені наглядні приклади відповідності типу опор напрямленням зусиль у зоні зачеплення передач.
3. Підтверджена залежність основних показників працездатності підшипників від розрахункових корегуючих коефіцієнтів.
4. Зроблена спроба визначати роботу підшипникового вузла шляхом аналізу особливостей його кінематичної пари.

Література:

1. Витвицький В.М., Малащук Н.С., Салій С.С., Герасимов Г.В. Спряженість валів та осей з кільцями підшипників. Збірник тез доповідей XIII всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів і молодих вчених "Обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів". НТУУ «КПІ», ІХФ. К., 20-23 листопада 2013, с. 128-130.
2. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. Видання друге, виправлене. Підручник. Львів, Афіша 2003, 558с.
3. Павлище В.Т. Підшипники кочення. Основні параметри. Довідник. Львів, «НУ Львівська політехніка», «Інтелект +», 2001, 136с.
4. Герасимов Г.В., Буг Г.П. Расчет и конструирование валов и осей с использованием ЭВМ. Киев, КПИ, 1992, 60с.
5. Витвицький В.М., Малащук Н.С., Стащук О.С., Герасимов Г.В. Графоаналітичний підхід до вибору опор механізмів та машин. Матеріали II-ї міжнародної науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих вчених «Прикладна геометрія, дизайн та об'єкти інтелектуальної власності». НТУУ «КПІ», ФМФ. К., 22-23 квітня 2013, с. 22-26.

УДК 539.376

Сорокін Г.О., студ., Сердітов О.Т., к.т.н., доц., Желдубовський О.В., к.т.н., ст.н.с., Ключников Ю.В., к.ф.-м.н., доц.

ФОРМУВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ КОНСТРУКЦІЙНИХ СПЛАВІВ, ЯК НАСЛІДОК ЗАПРОВАДЖЕНОЇ ТЕХНОЛОГІЇ ОБРОБКИ ЇХ ПОВЕРХНІ

Найважливіша сучасна проблема механіки деформівного твердого тіла це прогнозування міцності матеріалів і елементів конструкцій, що знаходяться тривалий час під впливом навантаження та високих температур. У випадку дії змінного навантаження в якості метода оцінки реалізованого і залишкового ресурсу часто використовуються результати дослідження кінетики накопичення втомного пошкодження. В даній роботі пошкодження від